نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۹، شماره ۱، نیمسال اول ۱۳۹۸، ص ۵۹-۴۹

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 1, Spring - Summer 2019, p. 49-59

شبیه‌سازی عددی شرایط عبور هوا در دو الگوی ورود هوای رایج و هشتی شکل در خشک‌کن شلتوک

حمیدرضا گازر[1]*- امیدرضا روستاپور[2]- روح‌اله جهانیان[3]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۱/۱۹
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۸/۱۵

چکیده

در این مقاله بهینه‌سازی شرایط عبور هوا در خشک‌کن‌های مرسوم شلتوک با استفاده از روش دینامیک سیال جریان در دو الگوی رایج و الگوی هشتی شکل بررسی شد. آزمایشات با استفاده از یک خشک‌کن بستر خوابیده آزمایشگاهی با قابلیت تغییر الگوی جریان هوا در دمای ۵۰ درجه سلسیوس برای خشک کردن شلتوک رقم هاشمی انجام شد. با استفاده از روش دینامیک سیال محاسباتی و به‌کارگیری نرم‌افزار فلوئنت، مدل‌سازی عددی تغییرات دما، سرعت جریان هوا و افت فشار در مقاطع مختلف خشک‌کن و توده متخلخل شلتوک بررسی و با داده‌های آزمایش مقایسه شد. همچنین اثر پارامترهایی از جمله زمان خشک شدن در حالت پایا و زمان‌های ۲۰، ۱۰۰، ۱۰۰۰، ۱۸۰۰، ۳۶۰۰ و ۷۲۰۰ ثانیه بر تغییرات دما هوا در توده شلتوک نیز در الگوهای رایج و هشتی نیز مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد با در نظر گرفتن دبی و دمای ثابت در ورودی محفظه خشک‌کن، سرعت جریان هوا در الگوی هشتی در تمامی قسمت‌ها بیشتر از الگوی رایج بود. در الگوی رایج سرعت هوا در مجاری هوا به‌صورت تقریباً یکنواخت از ورودی تا صفر در انتها کاهش می‌یافت در صورتی‌که در الگوی هشتی در ابتدا با شیب کمتری بوده و در انتها بیشتر می‌شد. همچنین در مقایسه دو حالت عبور هوا در الگوی رایج و هشتی شکل میزان افت فشار در حالت الگوی رایج حدود ۱۰ درصد بیشتر از حالت کاربرد مجاری هشتی شکل بوده و تنها در انتهای سیستم به دلیل برخورد هوا به مانع دیواره انتهایی افت فشار در حالت هشتی اندکی بیشتر از حالت رایج بود. حالت هشتی شکل در کف مخزن خشک‌کن به دلیل عبور مقدار بیشتری جریان هوای داغ از درون خود عملکرد بهتری را در مقایسه با حالت رایج داشت. بهبود جریان هوا در شلتوک‌ها بیشتر مربوط به لایه‌ها و قسمت‌های میانی به پایین بود و در لایه‌ها بالایی تفاوت چندانی میان دو الگوی به‌کار رفته ملاحظه نشد. اعتبارسنجی داده‌های دما نشان داد که درصد اختلاف بین دمای اندازه‌گیری شده و دمای مدل در هر دو الگو، بین ۴ تا ۶ درصد بود که این اختلاف در الگوی هشتی شکل کمتر از الگوی رایج بود.

واژه‌های کلیدی: توده متخلخل، خشک‌کن شلتوک، دینامیک سیال جریان، مدل‌سازی

مقدمه

خشک‌کن‌های کشاورزی از جمله دستگاه‌های هستند که مصرف انرژی در آنها بالا می‌باشد. لذا بهینه‌سازی جریان هوا در خشک‌کن کمک بسیار زیادی در کاهش زمان و مصرف انرژی و بهبود کیفیت محصول خشک شده می‌کند. مدیریت دما و جریان هوا در قسمت‌های مختلف خشک‌کن در یکنواختی کیفیت محصول نهایی بسیار مهم است. در تحقیقی استفاده از سامانه کنترل دور فن در یک خشک‌کن خورشیدی باعث سریع‌تر و ثابت‌تر شدن آهنگ خشک شدن شده و نسبت به حالت به‌کارگیری فن رطوبت نهایی محصول را حدود ۸ درصد بیشتر کاهش داد (Mousavi *et al.*, 2015).

برای مدل‌سازی جریان هوا در بهینه‌سازی فرآیند خشک کردن از روش‌های مختلفی استفاده شده است. مدل‌سازی عددی جریان سیال درون خشک‌کن با استفاده از روش دینامیک سیال محاسباتی یکی از آنها می‌باشد که می‌توان از آن برای بهینه‌سازی خشک‌کن‌ها استفاده کرد. Mirade (۲۰۰۶) با استفاده از روش دینامیک سیالات در حالت ناپایدار، مدل مناسب سرعت جریان هوا را در خشک‌کن‌های جدید گوشت ارایه کرد. در تحقیقی پروفیل سرعت و دمای هوا در

۱- دانشیار، مؤسسه تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، سازمان تحقیقات، آموزش و ترویج کشاورزی، کرج، ایران
۲- استادیار، بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات و آموزش کشاورزی و منابع طبیعی فارس، سازمان تحقیقات، آموزش و ترویج کشاورزی، شیراز، ایران
۳- دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد بافق، بافق، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: hgazor@yahoo.com)
DOI: 10.22067/jam.v9i1.63603

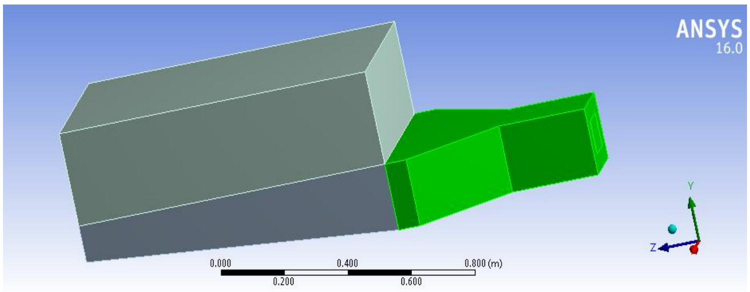
خشک‌کن کابینتی (هیبریدی) با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مورد مطالعه قرار گرفت و تغییرات دما و الگوی حرکت هوا در داخل مخزن خشک کن شبیه‌سازی شد. بر اساس نتایج به‌دست آمده، دما و سرعت هوا در سینی‌های بالایی خشک‌کن بیشتر از سایر قسمت‌ها بود (Fadaie and Amanlou, 2010). همچنین اهمیت مدل‌های آشفتگی در شبیه‌سازی افت فشار خشک برای آکنه‌های ساختاریافته با استفاده از روش دینامیک سیال محاسباتی مطالعه شد. نتایج نشان داد که به دلیل افت فشار کم و بازدهی بالا در آکنه‌های ساختاریافته، افت فشار خشک نقش مهمی را در طراحی ایفا نموده و در شبیه‌سازی آشفتگی نیز نتایج خوبی با استفاده از مدل BSL به‌دست آمد (Rafati-Saleh and Zivdar, 2010). مطالعات نشان می‌دهد که در مورد ضریب انتقال حرارت حجمی در محیط‌های متخلخل با شبکه اسفنجی بسیار کمتر از بسترهای آکنده صورت گرفته است (Achenbach, 1995). یک تیغه چرخشی در مدخل ورودی هوا به مخزن یک خشک‌کن خورشیدی برای به چرخش درآوردن هوا و هم‌چنین ۳۲ قطعه تسمه فلزی خم شده در داخل مخزن خشک‌کن تعبیه شد. در این خشک‌کن از یک جمع‌کننده خورشیدی با سطح پلکانی به‌منظور افزایش سطح جذب برای تأمین هوای گرم لازم برای خشک‌کردن استفاده شد. نتایج نشان داد که در این خشک‌کن زمان خشک شدن کمتر و راندمان خشک کردن افزایش یافته است (Cacmak and Yildiz, 2009). انتقال جرم و حرارت در یک خشک‌کن خورشیدی با استفاده از یک مشعل پشتیبان زیستی با روش دینامیک سیال جریان تحقیق شد. براساس منحنی‌های دمای شبیه‌سازی شده، انتقال جرم و حرارت با جابه‌جایی آزاد برای خشک کردن فلفل، نتیجه‌گیری شد که در مدل جابه‌جایی آزاد، توزیع دما در محفظه خشک‌کن یکنواخت‌تر می‌باشد (Rigit and Low, 2010). در تحقیقی یک خشک‌کن کابینتی جدید میوه به روش دینامیک سیال جریان شبیه‌سازی و جهت به‌دست آوردن توزیع یکنواختی جریان هوا و دمای خشک‌کن، هفت هندسه مختلف از خشک‌کن کابینتی با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت مدل‌سازی گردید (Amanlou and Zomorodian, 2010). توسعه هندسه سامانه مجرای داخلی خشک‌کن غلطان با پمپ حرارتی نیز با استفاده از روش دینامیک سیال جریان انجام شد. بر اساس نتایج، زمان فرآیند کاهش قابل توجه داشته و افت فشار داخل خشک‌کن نیز حدود ۲۳درصد کم شد (Rezk and Forsberg, 2011). روستاپور و همکاران (۲۰۱۴) نسبت به مدل‌سازی عددی جریان در مخزن خشک‌کن خورشیدی به روش دینامیک سیال جریان تحقیق کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که کاربرد تیغه منحرف‌کننده جریان باعث افزایش راندمان خشک‌کن و کاهش زمان فرآیند می‌گردد. با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان در خشک‌کن‌ها و به‌کارگیری تیغه‌های بادگیر در محفظه خشک‌کن، نسبت الگوی جریان در خشک‌کن بهبود یافته و زمان خشک‌شدن کاهش یافت (Kazemi, 2016). عظیمی (۲۰۱۶) جریان هوا در بستر ثابت توده شلتوک در خشک‌کن آزمایشگاهی را به‌صورت سه بعدی و گذرا مدل‌سازی عددی کرد. نتایج تحقیق ایشان نشان داد که هوا در مخزن خشک‌کن با الگوی میان‌گذر با سرعت بیشتری جریان داشت و تقریباً به تمام نقاط توده شلتوک نفوذ کرد. نفوذ خوب هوا باعث کاهش میزان مصرف انرژی نسبت به الگوی کنارگذر شد. همچنین در الگوی کنارگذر میدان دمایی غیریکنواخت بوده و غیریکنواختی کاهش رطوبت نیز در تمامی نواحی مخزن ملاحظه شد. در این تحقیق برای به‌سازی جریان هوا در خشک‌کن‌های رایج شلتوک از یک الگوی هشتی شکل میان‌گذر در کف مخزن خشک‌کن استفاده و مدل عبورجریان هوا در الگوی پیشنهادی با الگوی رایج عبور هوا در خشک‌کن‌های بستر خوابیده مقایسه شد.

مواد و روش‌ها

شبیه‌سازی جریان هوا در خشک کن شلتوک

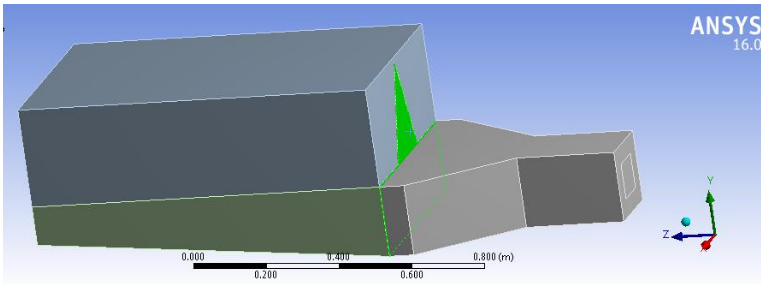
ابتدا با استفاده از نرم‌افزار سالیدورک[1] هندسه سه‌بعدی یک خشک‌کن خوابیده با مخزنی به ظرفیت حدود ۳۰ کیلوگرم شلتوک و به ابعاد ۱۰۰×۶۰ سانتی‌متر و عمق ۲۸ سانتی‌متر شبیه‌سازی شد. شکل ۱ نمای سه بعدی خشک‌کن را نشان می‌دهد. در خشک‌کن شبیه‌سازی شده الگوهای ورود جریان هوا از کف (الگوی رایج) و ورود هوا از کانال میان گذرهشتی شکل در داخل توده شالی ایجاد شد. جریان هوا در محفظه خشک‌کن با ورودی‌های رایج صفحه تخت مشبک و صفحه هشتی شکل به روش دینامیک سیال جریان مدل شدند. در الگوی رایج هوا از کف مخزن وارد می‌شود ولی در الگوی میان‌گذر هشتی شکل، هوا از طریق یک کانال مثلثی مشبک در توده محصول جریان می‌یابد (شکل ۲). هندسه مخزن توسط نرم‌افزار گمبیت[2] مدل شده و محیط جریان شبکه‌بندی گردید و با دستیابی به شبکه مناسب، شرایط مرزی از قبیل جداره، ورودی و خروجی هوا تعریف شد. در مرحله بعد الگوی هندسی به نرم‌افزار فلوئنت[3] منتقل شده و شبیه‌سازی عددی انجام گرفت. در این راستا معادلات حاکم بر جریان شامل بقاء جرم، انرژی و اندازه حرکت با استفاده از مدل‌های مناسب حل شدند.

1- Solid work
2- Gambit
3- Fluent 16.0



شکل ۱– هندسه سه‌بعدی خشک‌کن شلتوک (الگوی رایج)

Fig. 1. Ggeometry of three dimensional paddy dryer (conventional pattern)



شکل ۲– هندسه سه‌بعدی خشک‌کن شلتوک (الگوی هشتی)

Fig. 2. Ggeometry of three dimensional paddy dryer (porch pattern)

شرایط مرزی

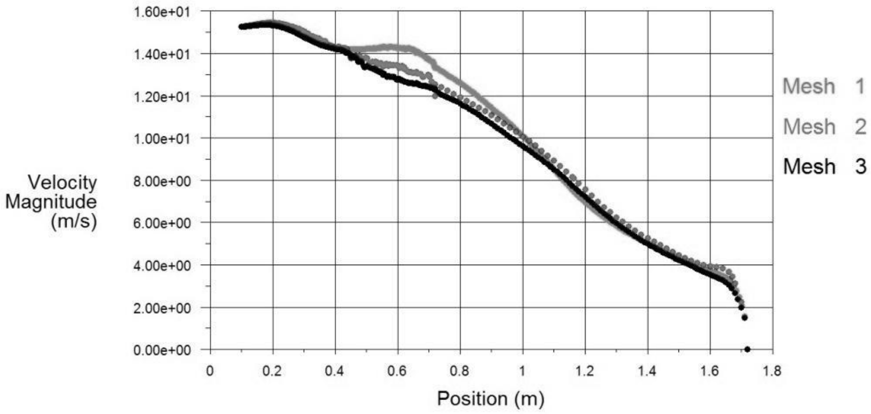
برای تعریف ورودی هوا به خشک‌کن از شرط مرزی سرعت ورودی[1] استفاده شد. میزان سرعت ورودی براساس جریان هوای دمنده و سطح مقطع کانال ورودی هوا به خشک‌کن قابل محاسبه شد. در مرز خروجی هوا از سطح توده محصول به محیط بیرون نیز از شرط مرزی فشار خروجی[2] استفاده گردید. در این ناحیه فشار معادل فشار محیط در نظر گرفته شد. جداره خشک‌کن مرز دیوار[3] با شرط عدم لغزش تعریف گردید. مرزهای میانی که به‌صورت دیواره‌های حفره‌دار (صفحات مشبک) میان فاز توده محصول و هوا وجود دارد، به‌صورت شرط مرزی میانی[4] در نظر گرفته شد.

تولید شبکه و بررسی استقلال از شبکه

از روش حجم محدود برای حل دستگاه معادلات حاکم استفاده شد. در این روش برای حل معادلات، ناحیه حل به تعدادی حجم کوچک‌تر تقسیم شده و با استفاده از گسسته‌سازی، معادلات حاکم به تعدادی معادلات جبری برای هرکدام از حجم‌ها تبدیل گردید. با حل دستگاه معادلات جبری، متغیرهای میدان حل به‌دست آمد. در این مقاله با توجه به حجم محاسبات و دقت مورد نیاز برای جواب‌ها، از روش قانون توان[5] استفاده شد. برای شبکه‌بندی هندسه سعی شد که تا حد ممکن از شبکه ساختار یافته برای افزایش دقت شبیه‌سازی استفاده شود. در این راستا، برای شبکه‌بندی محفظه هوای زیر مخزن و مجراهای عبور هوا از شبکه ساختار یافته شش وجهی استفاده و تنها در ناحیه ورودی جریان، شبکه غیر ساختاریافته به‌کار گرفته شد. البته لازم به ذکر است که در ناحیه ورودی جریان، شبکه‌ها تا حد ممکن ریز انتخاب شده‌اند تا دقت مناسب برای شبیه‌سازی تأمین گردد. پس از فرآیند استقلال از شبکه، برای شبکه‌بندی محیط جریان از تعداد ۶۲۴۲۷۲ سلول استفاده شد. این شبکه دارای سلول‌های محاسباتی با اندازه کوچک‌تر در نزدیکی محل اعمال سرعت در مخزن بوده و به‌تدریج با دورتر شدن از این محل اندازه این سلول‌ها افزایش می‌یابد. استقلال از شبکه به‌منظور اطمینان از کاهش هزینه محاسباتی و کافی بودن تعداد سلول‌های محاسباتی به‌کار رفته برای دستیابی به جواب دقیق می‌باشد. سه شبکه با تعداد سلول مختلف (۷۸۲۰۹، ۶۲۴۲۷۲ و ۸۵۱۴۰۴) به‌کار گرفته شد. پس از حل کامل جریان در نرم‌افزار فلوئنت، محلی از عبور جریان در خشک‌کن (شکل ۳) در نظرگرفته شده و تغییرات سرعت در آن برای هر سه شبکه بررسی و

1- Velocity inlet
2- Pressure outlet
3- Wall
4- Interface
5- Square law

مقایسه شد. به‌منظور محاسـبه درصـد تغییـرات سـرعت روی مسـیر، حداکثر سرعت روی این مسیر برای هر سه شبکه محاسبه شد. درصد تغییرات سرعت حاکی از اختلاف اندک (کمتر از ۵٪) داده‌های سرعت مربوط به شبکه محاسباتی ۶۲۴۲۷۲ و ۸۵۱۴۰۴ می‌باشد. لـذا شـبکه محاسباتی با تعداد ۶۲۴۲۷۲ سلول به‌عنوان شبکه بهینه مورد اسـتفاده قرارگرفت.



شکل ۳- نمودار استقلال از شبکه محاسباتی

Fig. 3. Independency of mesh calculation

روابط حاکم بر جریان

روابط حاکم بر محیط متخلخل[1] مورد استفاده در مـدل‌سازی بـه شرح زیر بیان شده است (Esmaeilzadeh, 1994):

رابطه پیوستگی:

$$\frac{\partial\left(\rho_g \phi\right)}{\partial t} + \nabla.(\rho_g \phi \bar{V}) = 0 \qquad (۱)$$

در این رابطه، $\bar{V}$ بیانگر سرعت دارسی سیال، ϕ تخلخل محیط و t معرف زمان می‌باشد.

رابطه مومنتوم:

$$\phi\rho_g \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \phi\rho_g \bar{V}.\nabla \bar{V} = -\phi\nabla p + \phi\mu_g \nabla.(\nabla \bar{V}) - (\nabla p)_P \qquad (۲)$$

در ایـن رابطـه، μ_g لزجـت سـیال، ρ_g چگـالی سـیال و عبـارت $(\nabla p)_P$ نشانگر افت فشار ناشی از وجود محیط متخلخل می‌باشد کـه از رابطه تصحیح شده ارگن (رابطه ۳) محاسبه گردید.

$$(\nabla p)_P = \frac{180(1-\phi)^2 \mu_g}{\phi^3 {d_h}^2}\bar{V} + \frac{1.8(1-\phi)\rho}{\phi^3 d_h}\left|\bar{V}\right|\bar{V} \qquad (۳)$$

در این رابطه، d_h قطر هیدرولیکی محیط متخلخل می‌باشد.

انجام آزمایش‌های راستی‌آزمایی

نتایج حاصل از مدل‌سازی با مطالعه تغییرات دمـایی انـدازه‌گیـری شـده توسـط حسـگرهای دمـای نصـب شـده در داخـل مخـزن، در خشـک‌کـن خوابیـده آزمایشـگاهی بـا ورودی‌هـای هـوای رایـج و هشتی‌شکل راستی‌آزمایی شد. محصول مورد اسـتفاده در خشـک‌کـن شلتوک برنج طارم هاشمی با رطوبت ۱۲ درصد بر پایه تر بود. تخلخل شلتوک طارم هاشمی با انـدازه‌گیـری وزن هـزار دانـه بـرنج، چگـالی حقیقی و چگالی ظـاهری و بـا اسـتفاده از رابطـه (۴) بـه‌دسـت آمـد (Motamedzadegan *et al.*, 2013).

$$\varepsilon = \left(1-\frac{\rho_b}{\rho_t}\right)\times 100 \qquad (۴)$$

در ایـن رابطـه، ρ_b چگـالی ظـاهری (تـوده)، ρ_t چگـالی حقیقـی می‌باشد. خواص حرارتی دانه برنج شامل حرارت مخصوص فشار ثابت و ضـریب هـدایت حرارتـی (Mohsenin, 1988) و برخـی خـواص فیزیکی- حرارتی شلتوک طارم هاشمی در جدول ۱ ارائه شده است.

داده‌برداری در خشک‌کن

آزمایش‌ها در یک خشک‌کن آزمایشگاهی بستر خوابیده با ظرفیت حدود ۰/۱۷ متـر مکعـب انجـام شـد. جریـان هـوای فـن ورودی بـه خشک‌کن ۵۵۰ متر مکعب بر ساعت و دمای مورد آزمایش ۵۰ درجـه سلسیوس بود. قبل از شروع آزمون‌ها، ابتدا قـاب‌هـای جریـان هـوای رایج و هشتی‌شکل در مخزن خشک‌کن نصب و مخزن از شلتوک پـر می‌شد. سپس با چیدن ۱۰ عدد حسگر دما از نوع K در نقاط مختلـف خشک‌کن برای هر دو الگوی جریان رایج و هشتی‌شکل و داده‌برداری در زمان‌های ۲۰ ثانیه، ۱۰۰ ثانیـه، ۱۰۰۰ ثانیـه، ۱۸۰۰ ثانیـه ، ۳۶۰۰ ثانیه و۷۲۰۰ ثانیه آزمایش‌های اعتبارسنجی مدل عـددی انجـام شـد. دماسنج مورد اسـتفاده دماسـنج دیجیتـال چهـار کاناله (TM903 A،

1- Porous media

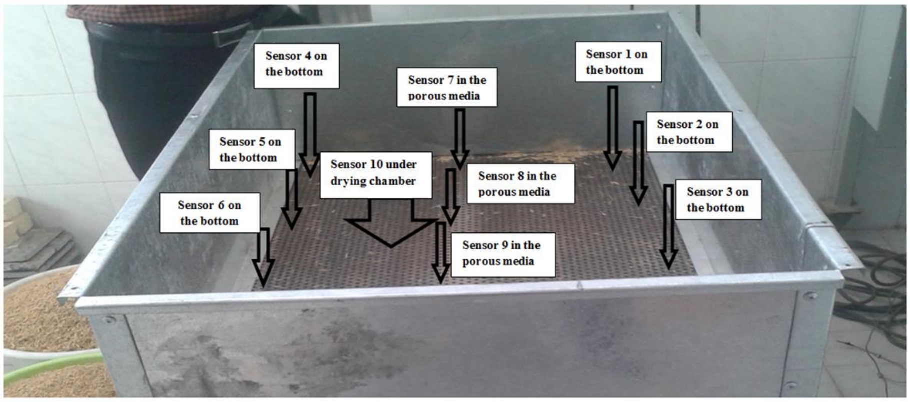
لترون، تایوان) بود.

جدول ۱- خواص فیزیکی- حرارتی شلتوک طارم هاشمی

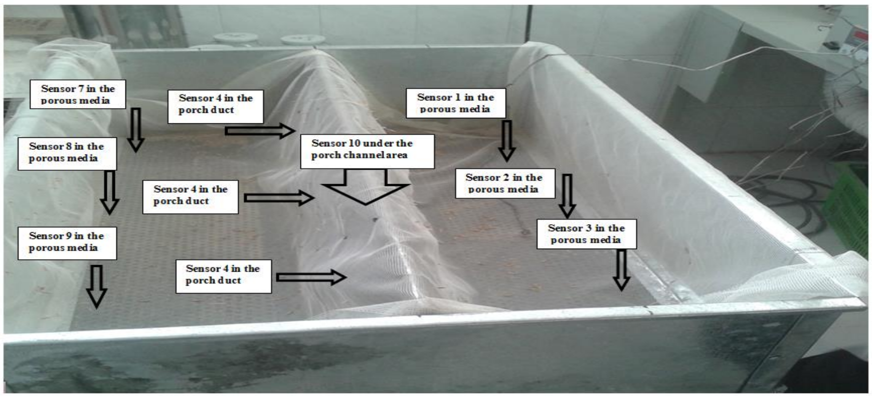
Table 1- Thermal and physical properties of paddy (*Tarom Hashemi*)

Weigh of 1000 grain	وزن هزار دانه	18.55 g
Particle density	چگالی حقیقی	1.398 gcm^{-3}
Particle density	چگالی ظاهری	0.859 $g\ cm^{-3}$
Porosity	درصد تخلخل	40.11 %
Specific heat	حرارت مخصوص فشار ثابت	0.42 $Btu\ lb^{-1o}F^{-1}$
Coefficient of thermal heat convection	ضریب هدایت حرارتی	0.0786 $Btu/h^{-1}Ft^{-1o}F^{-1}$

چیدمان حسگرها به‌گونه‌ای است که می‌توان به میزان نفوذ هوا در زمان‌های مختلف و گرم شدن خشک‌کن پی‌برد. محل قرارگیری حسگرها برای تعیین پروفیل دما در دو الگوی جریان، در شکل ۴ نشان داده شده است. در الگوی رایج (شکل ۴ الف)، سه سری حسگر دمای ابتدایی، میانی و انتهایی در محیط متخلخل در عمق ۱۵ سانتی‌متری محصول واقع شدند و یک سنسور در زیر مخزن محصول قرار گرفت. همچنین در الگوی هشتی (شکل ۴ ب) نیز، دو ردیف سه‌تایی حسگرهای دما در محیط متخلخل در عمق ۱۵ سانتی‌متری محصول قرار گرفتند. همچنین داخل مجرای هشتی‌شکل نیز سه سنسور نصب گردید و یک سنسور دیگر در زیر مجرای هشتی‌شکل واقع شد. اعتبارسنجی نتایج بر مبنای داده‌های مربوط به حسگرهای متناظر محیط‌های متخلخل در الگوهای رایج و هشتی‌شکل در هوای گرم با دمای ۵۰ درجه سلسیوس انجام شد.



(A) (الف)



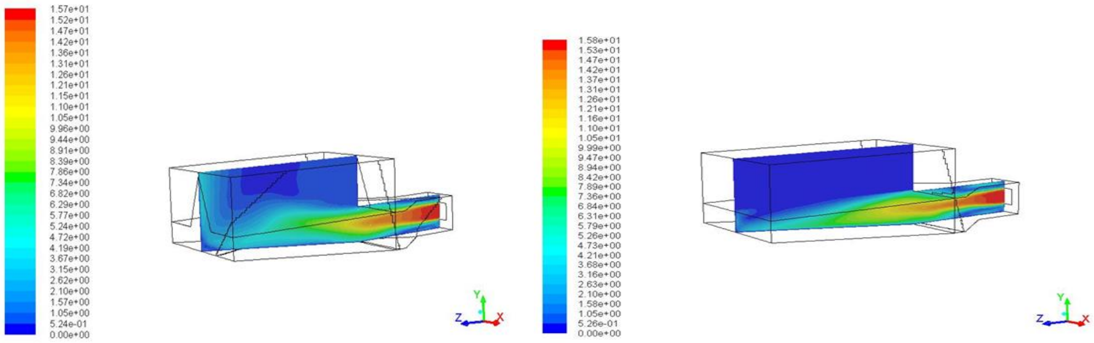
(B) (ب)

شکل ٤- قرارگیری حسگرهای دما در خشک‌کن الف: الگوی رایج، ب: الگوی هشتی‌شکل

Fig. 4. Thermal sensors in dryer (A. Conventional pattern, B. Porch pattern)

نتایج و بحث

بر اساس نتایج حاصل از مدل‌سازی، در زمان ۱۰۰۰ ثانیه الگوی جریان در خشک‌کن و توده متخلخل به حالت پایا می‌رسد. کانتور تغییرات سرعت هوا برای الگوی رایج و هشتی شکل در حالت دائم در شکل ۵ نمایش داده شده است. به‌دلیل کوچک بودن سطح مقطع جریان در داکت ورودی دستگاه، بیشترین سرعت هوا در این محل اتفاق افتاده و با عبور جریان سیال به سمت زیر توده مواد و همچنین با افزایش سطح مقطع جریان مشاهده گردید که سرعت جریان کاهش یافته است. با بررسی میدان سرعت در هندسه هشتی شکل، مشاهده شد که نفوذ جریان هوای در توده مواد و همچنین یکنواختی توزیع جریان در خشک‌کن بیشتر شده است. نحوه ورود و توزیع جریان در کانال هوای خشک‌کن شلتوک مشابه الگوی توزیع جریان در مخزن خشک‌کن خورشیدی بود که توسط مظفری (۲۰۱۳) شبیه‌سازی عددی شده است.

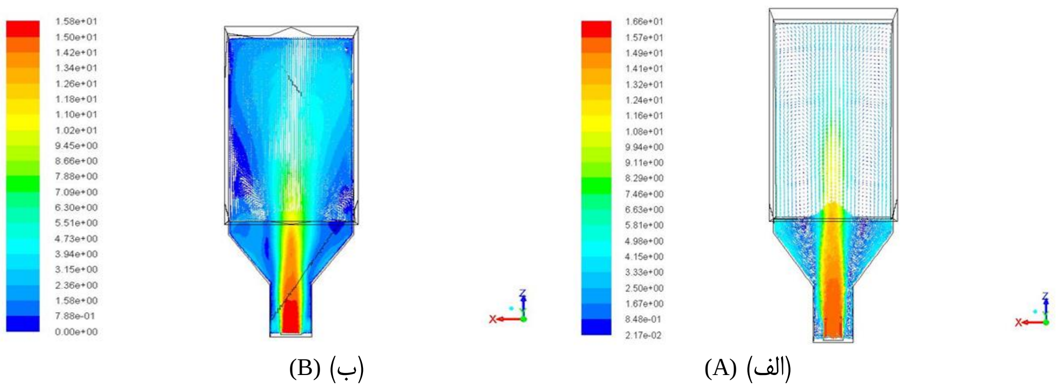


(B) (ب)   (A) (الف)

شکل ۵– کانتور سرعت هوا، الف: الگوی رایج، ب: الگوی هشتی‌شکل

Fig. 5. Position of sensors (A. Conventional pattern, B. Porch pattern)

تغییر سطح مقطع داکت باعث گردید که الگوی جریان تغییر کند. در زیر مخزن شلتوک که سطح مقطع بزرگتر می‌شود، جریان برگشتی ایجاد شد. در الگوی رایج، برخورد جریان سیال به دیواره انتهای خشک‌کن، در امتداد داکت هوا، باعث شد که الگوی جریان به‌صورت تقارن و به شکل گردابه‌ای در زیر مخزن شلتوک توزیع شود. در الگوی هشتی شکل نیز جریان های برگشتی به‌صورت متقارن در داکت هوای خشک‌کن ایجاد و باعث تشکیل دو منطقه گردابه‌ای در زیر مخزن شد. در این الگوی جریان، دقیقاً بعد از عبور جریان از کانال ورودی و وارد شدن به زیر مخزن، توزیع متقارن رخ داد. در الگوی هشتی نسبت به الگوی رایج، توزیع خطوط میدان سرعت حالت یکنواخت‌تری داشت. شکل ۶ توزیع متقارن جریان در ناحیه ورودی هوا و در زیر توده مواد را برای هر دو الگوی جریان نشان می‌دهد.

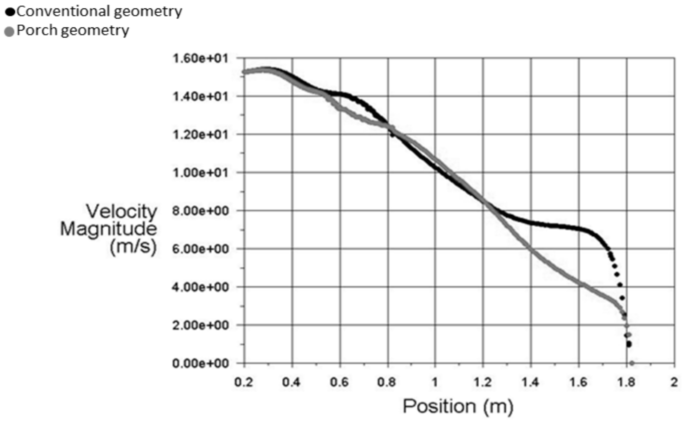


(B) (ب)   (A) (الف)

شکل ٦– میدان سرعت هوا در زیر توده مواد در خشک‌کن، الف: الگوی رایج، ب: الگوی هشتی

Fig. 6. Domain of air speed in zone of air inlet to bin of dryer (A. Conventional pattern, B. Porch pattern)

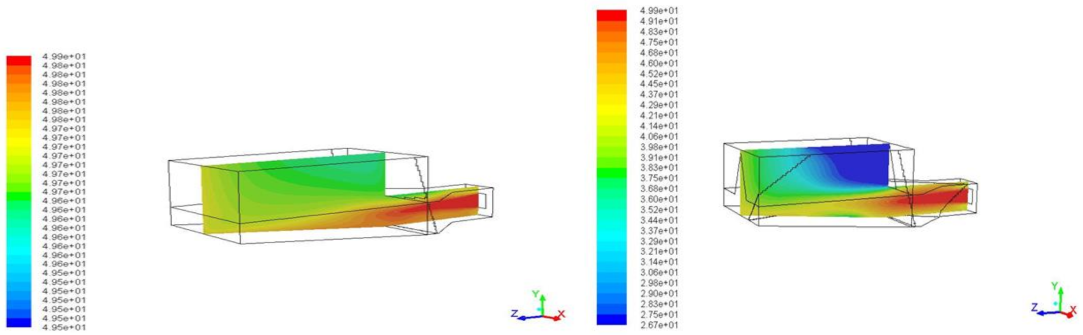
در شکل ۷ تغییرات سرعت عددی در الگوی رایج و هشتی از محل ورود هوا تا انتهای مخزن در زیر توده متخلخل محصول، مقایسه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، توزیع میدان سرعت در الگوی هشتی نسبت به الگوی رایج یکنواخت‌تر است، بنابراین هندسه هشتی برای خشک کردن مناسب‌تر است.



شکل ۷- مقایسه پروفیل سرعت هوا در هندسه الگوهای رایج و هشتی‌شکل

Fig. 7. Comparison of air velocity in geometry of conventional and porch patterns

بررسی کانتور دمای استاتیک در حالت پایا در خشک‌کن نشان می‌دهد که عبور جریان هوای گرم در قسمت ورودی و دیواره‌های کانال هوا تغییرات دمایی ملاحظه نمی‌شود زیرا تغییرات دمایی در کناردیواره‌ها ثابت هستند. با عبور جریان هوای گرم از زیر به بالای توده شلتوک تغییرات دمایی رخ می‌دهد زیرا توده مواد دارای رطوبت بوده و در اثر خروج رطوبت از توده، تغییرات دمایی از کف تا خروجی مخزن خشک‌کن قابل انتظار است. کانتور تغییرات دمای استاتیک برای الگوی رایج و هشتی در حالت دائم در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود تفاوت چندانی بین حداکثر و حداقل دما در الگوی رایج وجود ندارد. توزیع دما در هندسه هشتی نشان می‌دهد که توزیع دما نسبت به الگوی رایج یکنواخت‌تر بوده و بیشترین و کمترین دما در آن به‌ترتیب ۵۰ و ۲۶/۷ درجه سلسیوس می‌باشد.



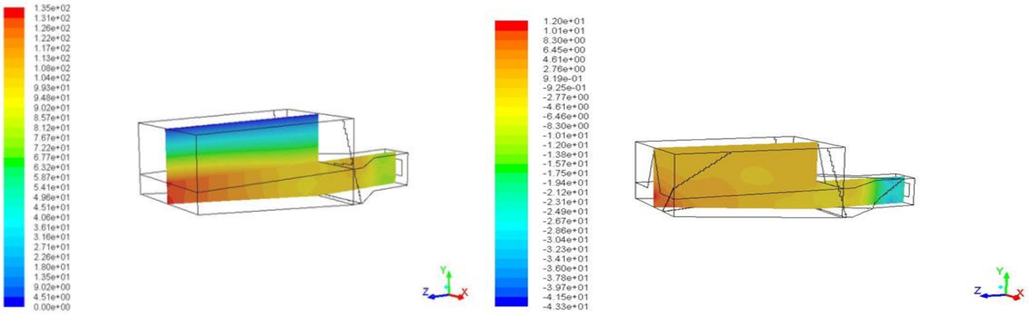
(B) (ب) (A) (الف)

شکل ۸- کانتور دمای استاتیک، الف: الگوی رایج، ب: الگوی هشتی

Fig. 8. Static temperature contours (A. Conventional pattern, B. Porch pattern)

کانتور فشار استاتیک برای الگوی‌های رایج و هشتی در حالت دائم تقریباً یکسان بوده است (شکل ۹). همانطور که مشاهده می‌شود، در محل‌هایی که جریان سیال با دیواره برخورد می‌کند، به‌دلیل کاهش سرعت افزایش فشار مشهود می‌باشد. به‌دلیل افزایش سطح مقطع جریان از کف تا بالای مخزن دستگاه خشک‌کن مشاهده شد که فشار کاهش یافته و در نهایت فشار سیال در خروجی مخزن برابر فشار

اتمسفر گردید.

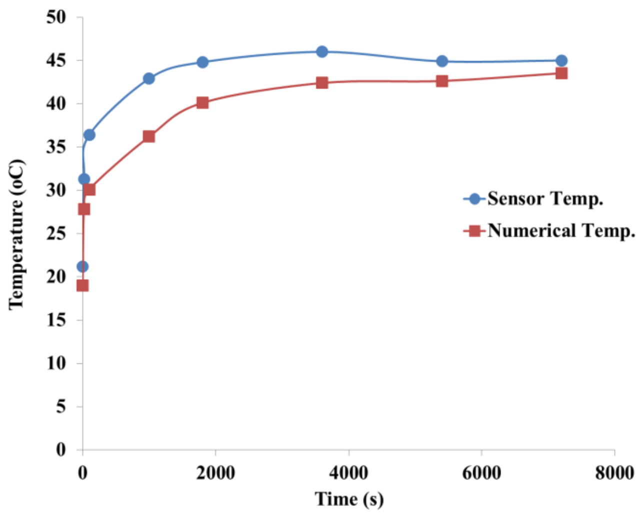


(B) (ب) (A) (الف)

شکل ۹– کانتور فشار استاتیک، الف: الگوی رایج، ب: الگوی هشتی

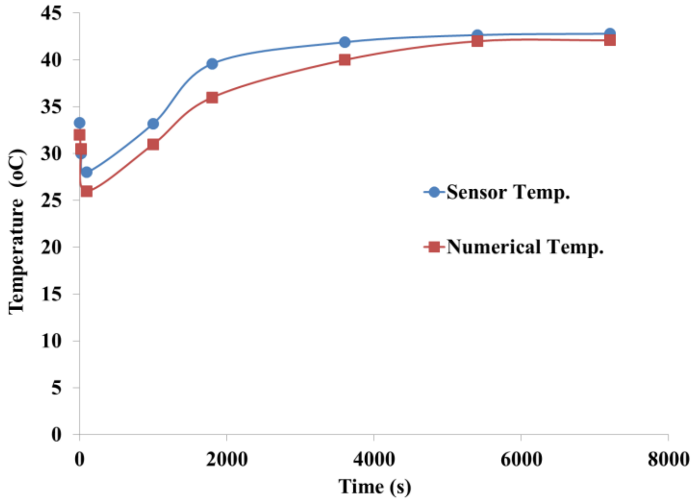
Fig. 9. Static pressure contours (A. Conventional pattern, B. Porch pattern)

طبق آزمایش‌های تجربی، در هنگام ورود هوای گرم با دمای ۵۰ درجه سلسیوس به توده شلتوک، دمای حسگرها در محدوده دمایی ۴۲ تا ۴۵ درجه سلسیوس قرار داشتند که این اختلاف ناشی از انرژی مصرف شده برای گرم کردن توده شلتوک بود. در شکل ۱۰ برای الگوی رایج، روند تغییرات دمایی حسگر محیط متخلخل حاصل از مدل‌سازی و داده‌های آزمایشی نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، بین حداکثر دمای حاصل از شبیه‌سازی و حداکثر دمای حسگر (۴۵ درجه سلسیوس) اختلافی در حدود ۲ تا ۳ درجه وجود دارد که دلیل آن در نظر گرفتن فرضیات حاکم بر مسئله در مدل‌سازی عددی می‌باشد. مقدار اختلاف بین دمای اندازه‌گیری شده و دمای مدل، در اواخر فرآیند حدود ۴ تا ۶ درصد بود. شکل ۱۱ تغییرات دمایی حسگر محیط متخلخل در الگوی هشتی‌شکل را نشان می‌دهد. تغییرات دمایی در الگوی یاد شده یکنواخت‌تر از الگوی رایج است. در شرایط پایا نیز، اختلاف دمای مدل اختلاف ناچیزی با حداکثر دمای حسگر (۴۲ درجه سلسیوس) از خود نشان می‌دهد.



شکل ۱۰– مقایسه نتایج تجربی و عددی حسگر محیط متخلخل در الگوی رایج

Fig. 10. Comparison of numerical and experimental data of porous media sensor in conventional pattern



شکل ۱۱– مقایسه نتایج تجربی و عددی حسگر محیط متخلخل در الگوی هشتی‌شکل

Fig. 11. Comparison of numerical and experimental data of porous media sensor in porch pattern

نتیجه‌گیری

در مقایسه با حالت رایج در خشک‌کن‌های شلتوک، جریان هوا در الگوی هشتی نسبت به الگوی رایج، توزیع خطوط میدان سرعت حالت یکنواخت‌تری داشت. بهبود جریان هوا در شلتوک‌ها بیشتر مربوط به لایه‌ها و قسمت‌های میانی به پایین بود و در لایه‌ها بالایی تفاوت چندانی میان دو الگوی به‌کار رفته ملاحظه نشد. میزان افت فشار در حالت رایج بیشتر از حالت هشتی شکل بود و تنها در انتهای خشک‌کن به دلیل برخورد هوا به مانع دیوار انتهایی مخزن، روند تا حدودی تغییر کرد و در آنجا افت فشار در حالت هشتی اندکی بیشتر از حالت رایج بود. نتایج نشان داد که تفاوت چندانی بین حداکثر و حداقل دما در الگوی رایج وجود ندارد. توزیع دما در هندسه هشتی شکل نسبت به الگوی رایج یکنواخت‌تر بوده و محدوده تغییرات دما بین ۲۶/۷ تا ۵۰ درجه سلسیوس بود. اعتبارسنجی داده‌های دما نشان داد که حداکثر دمای حاصل از شبیه‌سازی، دارای اختلاف ۲ الی ۳ درجه‌ای با حداکثر دمای حسگر می‌باشد و دلیل آن در نظر گرفتن فرضیات حاکم بر مسئله در مدل‌سازی عددی بود. در واقع درصد اختلاف بین دمای اندازه‌گیری شده و دمای مدل در هر دو الگو، بین ۴ تا ۶ درصد بود که این اختلاف در الگوی هشتی شکل کمتر از الگوی رایج ملاحظه شد.

References

1. Achenbach, E. 1995. Heat and flow characteristics in packed beds. Experimental Thermal and Fluid Science 10:17-21.
2. Amanlou, Y., and A. Zomorodian. 2010. Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer. Journal of Food Engineering 101: 8-15.
3. Azimi, O. 2016. Computational Fluid Dynamics Analysis in a Corn Air Flow Paddy Dryer with Two Types of Passing Air Flow of Lateral and Central. Faculty of graduate. Islamic Azad University, Bafgh Branch. (In Farsi).
4. Cakmak, G., and C. Yildiz. 2009. Design of a new solar dryer system with swirling flow for drying seeded grape. International Communications in Heat and Mass Transfer 36: 984-990.
5. Esmaeilzadeh, A. 1994. Numerical heat transfer and fluid flow. Tabriz University Publisher. Tabriz (In Farsi).
6. Fadaie, D., and Y. Amanlou. 2010. Analysis of air temperature and speed profiles in Hybrid cabinet dryer using Computational Fluid Dynamics (CFD). National congress on Agricultural Machinery and Mechanization, Karaj, Iran. (In Farsi).
7. Kazemi, F. 2016. Numerical Modeling of Airflow in a Cabinet Dryer and Determination the Effect of Using Air Deflector Plates on Airflow Pattern and Drying Rate in the Dryer Chamber. Faculty of graduate. Faculty of graduate. Islamic Azad University, Bafgh Branch. (In Farsi).

8. Mirade, P. S. 2006. Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models. Journal of Food Engineering 60: 41-48.
9. Mohsenin, N. 1980. Thermal properties of foods and agricultural materials. Gordon and Breach Science Publishers Ins. New York.
10. Motamedzadegan, A., Sh. Hosseinee and M. Poormoghdam. 2013. Effect of parboiling on physical properties of Tarom Hashemi cultivates. National congress on Agricultural Machinery and Mechanization, Mashhad, Iran. (In Farsi).
11. Mousavi, S. F., M. H. Abbaspour-Fard, and M. Khojastehpour. 2015. The effect of fan speed control system on the inlet air temperature uniformity in a solar dryer. Journal of Agricultural Machinery 5 (2): 491-501.
12. Mozaffari, K. 2013. Numerical modeling of air flow in the chamber of an active solar dryer in order to flow optimization by using some elements in the dryer chamber. Faculty of graduate. Islamic Azad University, Shiraz Branch. (In Farsi).
13. Rafati-Saleh, A., and M. Zivdar. 2010. Study on turbulence models in simulation of dry pressure drop for structured packings using CFD analysis. Students Conference of Chemistry Engineering. Kermanshah, Iran. (In Farsi).
14. Rezk, K., and J. Forsberg. 2011. Geometry development of the internal duct system of a heat pump tumble dryer based on fluid mechanic parameters from CFD software. Applied Energy 88: 1596-1605.
15. Rigit, A., and P. Low. 2010. Heat and mass transfer in a solar dryer with biomass backup burner. World Academy of Science Engineering and Technology 38: 105-108.
16. Roustapour, O. R., K. Mozaffari, and A. R. Tahhavor. 2014. Optimization of energy consumption in a solar dryer by numerical modeling of flow in the chamber with air deflectors. Journal of Agricultural Machinery Science 10: 43-47.

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 1, Spring - Summer 2019, p. 49-59

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۹، شماره ۱، نیمسال اول ۱۳۹۸، ص ۵۹-۴۹

Numerical Simulation of Conventional and Porch Patterns for Air Inlet Channel in Paddy Dryer

H. R. Gazor[1*] - O. R. Roustapour[2] - R. Jahanian[3]

Received: 08-04-2017
Accepted: 06-11-2017

Introduction

Long drying time and high energy consumption are the big problems in paddy drying using conventional batch type dryer. Besides, non-uniformity occurs in paddy rice dried and low milling quality. Paddy is over dried in lower layers and broken kernel chance increased in milling process. Using of a new pattern for warm air causes to better air passing through the paddy bulk and uniformity of drying. Computational fluid dynamics (CFD) is a good method for modeling of air passing in dryers in order to find better air condition in paddy drying process. The aim of this research was investigation on common and porch patterns applied for air entrance to paddy bulk in a dryer in order to optimize air channel conditions in a conventional paddy dryer.

Materials and Methods

In this study, optimization of air flow was investigated in a batch type paddy dryer using computational fluid dynamics (CFD). Two patterns as conventional and porch (reverse V type) patterns were applied for air entrance to paddy bulk in the dryer as conventional and porch (reverse V type) patterns. Experimental examination were done using a laboratory batch type dryer with chargeable air flow pattern in 50 °C for drying paddy *(Tarom-Hashmei Var.)*. Numerical simulation of air velocity and pressure drop in porous media of paddy in the dryer was achieved by employing computational fluid dynamics method and Fluent software. Air velocity pattern and temperature changes in bulk of paddy were investigated in different time of solution including 20, 100, 1000, 1800, 3600 and 7200 seconds for both patterns.

Results and Discussion

Considering air flow and temperature as constant, the results showed the porch type pattern has better performance than the conventional pattern for air passing in the dryer. The velocity vortex was higher in all parts of the channel in the porch scheme. Air velocity uniformed decreased from beginning to end area in the conventional pattern, but in the porch type pattern, air velocity was more in the end of the duct than beginning area. Pressure drop was about 10 percent in the conventional pattern than porch pattern. At the end of the air channel, this variation inversed due to contact of the air with the end wall and pressure drop in this part of the chamber of porch scheme was higher than the conventional one. Improvement of air flow in paddy occurred in low and middle layers in the porch type pattern and there was no difference between two air passing patterns in top layers. Validation of modeling showed that temperature disturbance of the porch model was more uniform than the conventional model and difference between temperatures of model and experiments was about 2 to 3 °C.

Conclusions

The research concluded that using of the porch type pattern had better performance than the conventional pattern for air passing in the dryer but it is needs to more supplementary research to find the best height and angle in the paddy dryer. Porch type pattern causes to more speed and uniformity of air among of paddy than the conventional pattern. This improvement observed in low and middle layers of the paddy bulk. Validation of temperature data showed that the difference between experimental and modeled data was 4 to 6 percent and this difference was higher in the conventional pattern than the porch pattern. According to the results of this research, Porch pattern can be recommended to use in the conventional batch type dryer.

Keywords: Computational fluid dynamics, Modeling, Paddy dryer, Porous media

1- Associate Professor, Agricultural Engineering Research Institute, Agricultural Research, Education and Extension Organization (AREEO), Karaj, Iran
2- Assistance Professor, Department of Agricultural Engineering Rresearch, Agricultural Engineering Research Center of Fars Province, Agricultural Research, Education and Extension Organization (AREEO), Shiraz, Iran
3- Graduated Student of Mechanic engineering (M.Sc.), Islamic Azad university, Bafgh, Iran
(*- Corresponding Author Email: hgazor@yahoo.com)